

Analyse der Wirkungsgradverluste von Antriebssystemen in Stetigförderern mit umlaufenden Zugmitteln

Analysis of the efficiency losses of drive systems in continuous conveyors with circulating traction mechanisms

Jan Finke
Jens Sumpf
Markus Golder

Professur Förder- und Materialflusstechnik
Institut für Fördertechnik und Kunststoffe
Fakultät Maschinenbau
Technische Universität Chemnitz

Im Betrag wird zunächst auf die Bedeutung der Reibung in Zahnriemenförderanlagen eingegangen. Um einen möglichst geringen und nahezu konstanten Bewegungswiderstand zu realisieren, wird ein Ansatz vorgestellt, der im Wesentlichen auf der Ablösung der üblichen Gleit- durch Wälzreibung beruht. Im Anschluss wird durch Versuche der Unterschied der beiden Abstützungsvarianten sowie unterschiedlicher Antriebssysteme dargestellt. Die Entwicklung eines Berechnungsmodells erlaubt anschließend die Betrachtung der einzelnen Verlustanteile des Versuchsförderers und somit die Beurteilung der Antriebs- und Abstützungsvarianten.

[Schlüsselwörter: Zahnriemenförderer, Bewegungswiderstand, Rollreibung, Energieverbrauch, Effizienz]

In this article, the importance of friction in toothed belt conveyors is discussed. In order to realize the lowest possible and almost constant motion resistance, an approach is presented that is essentially based on replacing the usual sliding friction with rolling friction. Subsequently, the difference between the two support variants and different drive systems is illustrated by means of experiments. The development of a calculation model then allows the consideration of the individual loss components of the test conveyor and thus the evaluation of the drive and support variants.

[Keywords: toothed belt conveyor, coefficient of friction, rolling friction, energy consumption, efficiency]

1 MOTIVATION

Mit Hinblick auf die Energiewende rückt der Energiebedarf von elektrisch angetriebenen Fördersystemen immer mehr in den Fokus, so auch bei Zahnriemenförderern. Die Abstützung des Zahnriemens im Obertrum ist dabei von besonderer Bedeutung, da deren Bewegungswiderstand entscheidend für die Dimensionierung der Anlage als auch für deren Energiebedarf ist. Dies soll im Folgenden anhand des horizontalen Guttransportes aufgezeigt werden. Zu Realisierung des Transportvorgangs muss das Antriebssystem eine mechanische Leistung P_{mech} überwinden. Diese ist das Produkt aus der gewünschten Fördergeschwindigkeit v und der Umfangskraft F_U :

$$P_{mech} = F_U \cdot v \quad 1$$

Hauptbestandteil dieser Umfangskraft ist die Reibkraft im Obertrum F_{RO} . Für den gewählten Anwendungsfall ergibt sich diese als Produkt der Masse der zu transportierenden Güter m_G , der Masse des Zahnriemens im betrachteten Streckenabschnitt m_Z , der Fallbeschleunigung g sowie dem Reibwert zwischen dem Zahnriemen und seiner Absützung im Obertrum μ_O nach folgender Formel:

$$F_{RO} = (m_G + m_Z) \cdot g \cdot \mu_O \quad 2$$

Somit wird deutlich, dass μ_O einen entscheidenden Einfluss sowohl auf die Dimensionierung der Anlage (die Umfangskraft F_U ist hierbei von besonderer Bedeutung) als auch auf deren Energiebedarf (zur Überwindung von P_{mech}) besitzt.

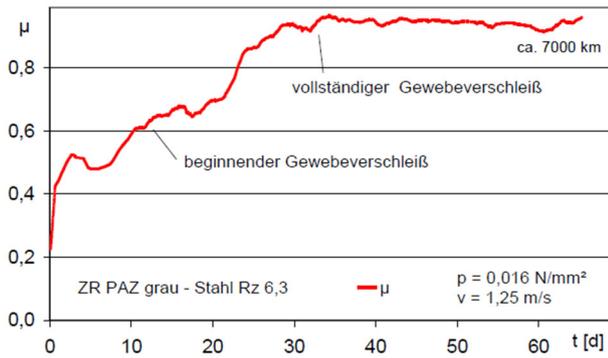


Abbildung 1: Typischer, gestufter Reibwertverlauf nach [1]

Üblicher Weise ergibt sich für die Wirkpaarung Zahnriemen – Gleitabstützung ein typischer Verlauf des Reibwertes über die Versuchsdauer (siehe Abbildung 1). Zu Versuchsbeginn, also im neuwertigen Zustand, ist der Reibwert gering. Während des Einlaufvorgangs steigt dieser bis zum Erreichen des Betriebszustandes stark an. Mit beginnendem Gewebeverschleiß steigt μ_0 weiter an, bis sich ein Plateau ausbildet, bei dem das Gewebe auf der Zahnseite des Riemens vollständig verschlissen ist. [1,2] Zu beachten ist, dass der Zeitpunkt des Verschleißbeginns abhängig vom pv-Wert ist (siehe Abbildung 2). Mit sinkendem pv-Wert wird der vollständige Gewebeverschleiß erst nach einem längeren Gleitreibweg erreicht. Die Ausbildung des Plateaus verschiebt sich ebenfalls. [1]

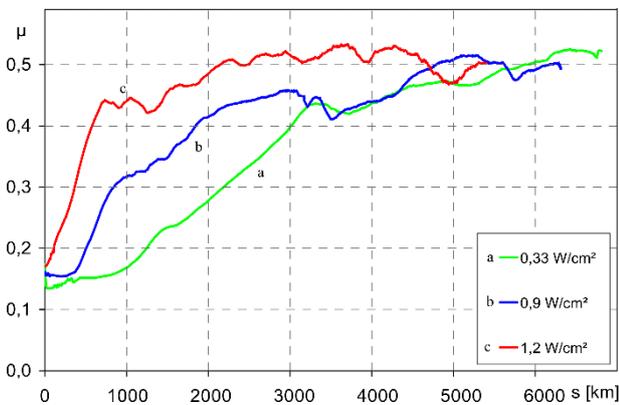


Abbildung 2: Reibwertverlauf in Abhängigkeit des pv-Wertes [1]

Der typische gestufte Reibwertverlauf führt zu folgender Problemstellung bei der Dimensionierung der Anlage. Wird zur Berechnung der erforderlichen Antriebsleistung ein μ_0 aus Kurzzeitversuchen ($t < 8$ h) herangezogen, so kann dies bei einem Reibwertanstieg zum mechanischen Versagen der Komponenten des Systems führen, und / oder die mechanische Leistung P_{mech} kann durch das Antriebssystem nicht mehr überwunden werden. Dimensioniert man hingegen die Anlage mit einem μ_0 aus Langzeitversuchen ($t > 7$ d), wird die eigentliche Nennlast des Antriebssystems, je nach pv-Wert, erst sehr spät in dessen Nutzungsphase erreicht. Dies führt jedoch zu einem massiven

Abfall des Wirkungsgrades des Antriebssystems auf teilweise unter 20 % und steigert somit den zum Betrieb der Anlage notwendigen Energiebedarf. [3,4]

Wünschenswert wäre also eine Abstützung des Zahnriemens im Obertrum, die einen sehr niedrigen und gleichzeitig konstanten Bewegungswiderstand μ_0 aufweist. Eine solche Abstützung wurde bereits von den Autoren z. B. in [5] und [6] vorgestellt. Hierbei kommt ein denirug®-Element zum Einsatz, welches über einen Leistenzahnriemen, dessen Leiste gegenüber den Zähnen aus Geräuschminderungsgründen erhöht ist, die Last des Gutes rollend in das Gestell einleitet. Diese Art der Abstützung ist in Abbildung 3b dargestellt, zur Verdeutlichung wurde das Rollelement aufgeschnitten. Zur Gegenüberstellung ist in Abbildung 3a eine konventionelle Zahnriemengleitabstützung abgebildet. Hierbei wird die Last des Gutes über den Zahnriemen, dessen Zahnseite eine Textilbeschichtung aufweist (meist sogenannte PAZ-Beschichtungen auf Basis von Polyamidfasern) in Verbindung mit einer Gleitleiste aus ultrahochmolekularem Polyethylen (PE-UHMW), in das Gestell eingeleitet.

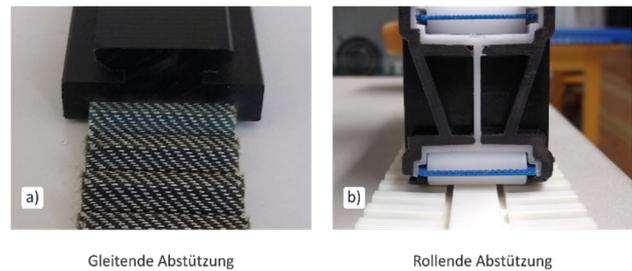


Abbildung 3: Textilbeschichteter PAZ-Zahnriemen und Gleitleiste aus PE-UHMW (a) sowie Leistenzahnriemen mit denirug®-Element (b)

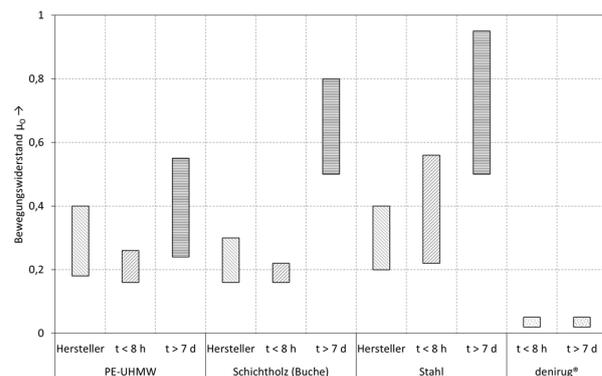


Abbildung 4: Übersicht zu Bewegungswiderständen μ_0 zwischen dem Zahnriemen und seiner Abstützung im Obertrum bei verschiedenen Gleitabstützungen nach [2], erweitert um eigene Versuche nach [7] zur Ermittlung des Bewegungswiderstandes bei rollender Abstützung

In zahlreichen Versuchen wurde in [7] das Reibungsverhalten der rollenden Abstützung untersucht. Eine Übersicht zu den Bewegungswiderständen μ_0 bei verschiedenen Abstützungsvarianten gibt Abbildung 4. Dabei weist die rollende Abstützung einen ungefähr um den Faktor 10

geringeren Bewegungswiderstand auf als die gleitenden Abstützungsvarianten, wobei zwischen Kurz- und Langzeitversuchen keine wesentlichen Unterschiede feststellbar sind. Da sich jedoch die Umfangskraft F_U aus weiteren Bestandteilen zusammensetzt (zu nennen sind hier z.B. die Lagerreibung in der Umlenkung und in der Antriebswelle, Reibung zwischen Gut und Zahnriemen im Staubetrieb oder aber auch die Reibung zwischen dem Gut und einer möglichen Seitenabstützung), kann dieses Verhältnis nicht 1:1 bei der Berechnung von erforderlichen Antriebsleistung herangezogen werden. Genau hier schließt das zu entwickelnde Berechnungsmodell an.

2 VERSUCHSAUFBAU- UND PROGRAMM

Um die Auswirkungen eines durch die rollende Abstützung verminderten und über die Versuchsdauer nahezu konstanten μ_0 sowie auch unterschiedlicher Antriebssysteme auf den Leistungsbedarf der Anlage zu untersuchen, wurde ein praxisnaher Förderer gebaut. Dieser bietet die Möglichkeit den Zahnriemen im Obertrum mit verschiedenen Abstützungen zu versehen. Des Weiteren wurde der Versuchsförderer mit entsprechenden Sensoren zur Messung der Drehzahl n und des Drehmoments M versehen. Dadurch lässt sich die mechanische Leistung $P_{mech\ ge}$ bestimmen, die durch den Antrieb zur Verfügung gestellt werden muss.

$$P_{mech\ ge} = M \cdot 2\pi \cdot n$$

3

Die Messung der benötigten elektrischen Gesamtwirkleistung $P_{el\ ge}$ erfolgte mittels eines Leistungsmessgerätes zwischen der Spannungsversorgung des Prüfstandes und dem ersten Verbraucher. Diese enthält somit auch Anteile der Steuerung und anderer Verbraucher, welche bei der Auswertung und der Erstellung des Modells berücksichtigt wurden. Abbildung 5 zeigt schematisch den Versuchsaufbau von oben. Die Details des Prüfstandes sowie des Versuchsprogramms sind in Tabelle 1 dargestellt.

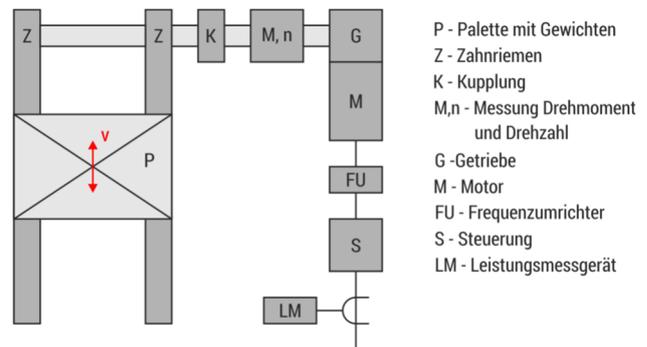


Abbildung 5: Skizze des Versuchsaufbaus von oben mit den verwendeten Sensoren / Messgeräten

Tabelle 1: Details des Prüfstandes sowie des Versuchsprogramms

Zahnriemenförderer	zweispurig, Länge der Förderstrecke $L = 4,17m$, Zahnriemen im oberen Lasttrum abgestützt, im Untertrum frei hängend
Zahnriemen	50 AT 10, zahnseitige Gewebebeschichtung PAZ, spezifische Masse $q_z = 0,29\ kg/m$
Zahnscheiben	24 Zähne, Teilkreisdurchmesser $d_0 = 76,39\ mm$
Getriebemotor 1 [8]	SEW SA47 DRN90L4/TF/V, Nennleistung $P_{nennM} = 1,5\ kW$, Nennwirkungsgrad Motor $\eta = 0,856$, Effizienzklasse IE3 (Premium), mit Fremdlüfter Stirnrad-Schnecken-Getriebe: Übersetzung $i = 10,82$, Nennmoment $M_{nenn} = 95\ Nm$, Nenndrehzahl $n_{nenn} = 135\ min^{-1}$, Nennleistung am Getriebeausgang $P_{nenn\ 1,5} = 1.343\ W$
Getriebemotor 2 [9]	SEW SA47 DRE80M4/TF, Nennleistung $P_{nenn} = 0,75\ kW$, Nennwirkungsgrad Motor $\eta = 0,822$, Effizienzklasse IE2 (High) Stirnrad-Schnecken-Getriebe: Übersetzung $i = 23,15$, Nennmoment $M_{nenn} = 95\ Nm$, Nenndrehzahl $n_{nenn} = 62\ min^{-1}$, Nennleistung am Getriebeausgang $P_{nenn\ 0,75} = 617\ W$
Frequenzumrichter [10]	Siemens SINAMICS G120C, 1,5 kW, Nennwirkungsgrad $\eta = 0,97$, U/f-Regelung mit linearer Charakteristik
Abstützung 1	gleitende Abstützung aus antistatischem PE-UHMW in Verbindung mit PAZ beschichtetem Zahnriemen
Abstützung 2	rollende Abstützung mittels denirug® in Verbindung mit Leistenzahnriemen, Leistenbreite 25 mm, Leiste gegenüber den Zähnen erhöht
Geschwindigkeiten	$v = 0,1 \dots 0,5\ m/s$ in 0,1er Schritten

Masse	leere Palette (8,6 kg), abgestützte Zahnriemenmasse (3,8 kg) Zusatzgewichte: 150...750 kg in 150er Schritten
Auswertung	10 Wiederholungen pro Versuchspunkt, Auswertung von mechanischer Leistung und elektrischer Wirkleistung nur bei Kopfantrieb

3 AUSWERTUNG

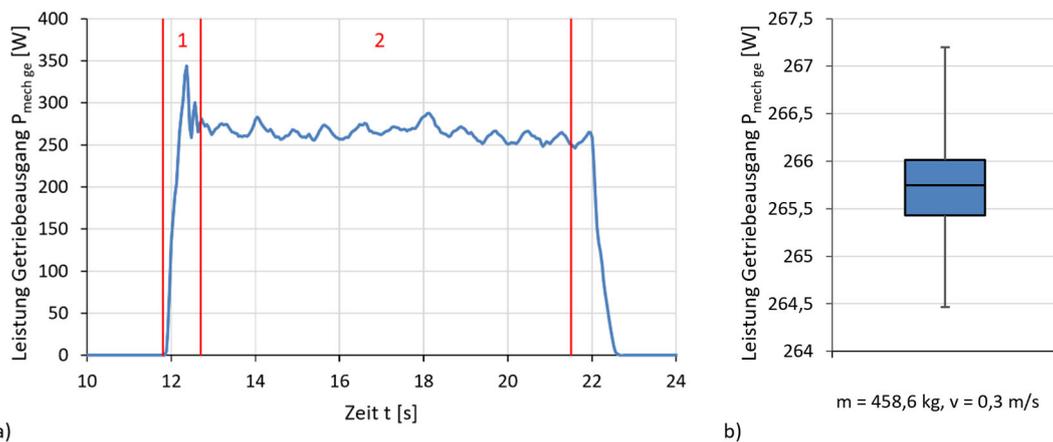


Abbildung 6: a) Leistung $P_{mech,ge}$ am Abgang des Getriebemotors bei gleitender Abstützung mit $m = 458,6$ kg und $v = 0,3$ m/s (1: Anfahrbereich, 2: Auswertebereich); b) Boxplot über 10 Wiederholungen pro Versuchspunkt bei gleitender Abstützung, $m = 458,6$ kg und $v = 0,3$

Abbildung 6a zeigt den Verlauf von $P_{mech,ge}$ am Ausgang des Getriebemotors bei $m = 458,6$ kg und $v = 0,3$ m/s sowie gleitender Abstützung. Beim Anfahren steigt diese stark an (Bereich 1), pendelt sich anschließend auf einem etwas geringeren Niveau im zweiten Bereich ein und fällt bei Stillstand des Förderers wieder ab. Die Überhöhung in Bereich 1 ist auf zwei Ursachen zurückzuführen. Zum einen auf einen höheren Haftreibungswert im Vergleich zur Gleitreibung und zum Zweiten auf den Leistungsanteil, welcher zur Beschleunigung der Gutmasse und anderer bewegter Teile der Anlage aufgebracht werden muss. Zur Auswertung der Ergebnisse wurde lediglich der zweite Bereich mit konstanter Geschwindigkeit betrachtet, da die Gutmasse immer innerhalb eines konstanten Zeitraums auf unterschiedliche Geschwindigkeiten beschleunigt werden musste, und es somit zu Schwankungen in Bereich 1 kommt. Bei der Auswertung erfolgte die Bildung des arithmetischen Mittelwertes aller Messwerte über eine vorher definierte Zeitspanne, welche bei gleichen Geschwindigkeiten und unterschiedlichen Abstützungsvarianten und Gutmassen immer den gleichen Betrag aufwies.

Pro Versuchspunkt wurden 10 Wiederholungen durchgeführt und dabei der Mittelwert bestimmt. Abbildung 6b zeigt dazu eine Übersicht als Boxplot-Diagramm. Die Lage der Quantile deutet auf eine symmetrische Verteilung der Einzelmessungen bezogen auf den Median hin. Mit 265,75 W weicht dieser im ausgewählten Beispiel nur sehr geringfügig vom arithmetischen Mittelwert der 10

Einzelmessungen mit 265,83 W ab. Diese geringen Unterschiede ließen sich ebenfalls bei allen anderen durchgeführten Messungen beobachten. Bei der Ergebnisbetrachtung wurde der arithmetische Mittelwert der 10 Einzelmessungen als entscheidender Parameter herangezogen.

In Analogie erfolgten die Messung und Auswertung der Wirkleistung vor dem ersten Verbraucher. Auch hierbei waren zwischen dem arithmetischen Mittelwert und dem Median der Einzelmessungen nur geringe Unterschiede feststellbar, weswegen der Mittelwert der Einzelmessungen im Folgenden zur Betrachtung der Ergebnisse verwendet wird.

4 ERGEBNISSE

4.1 MECHANISCHE ANTRIEBSLEISTUNG

In Abbildung 7 sind die Mittelwerte von $P_{mech,ge}$ in Abhängigkeit von der Antriebsvariante, der Abstützung im Obertrum und den Belastungsparametern dargestellt. Mit höherer Zuladung und höherer Transportgeschwindigkeit steigt die benötigte Leistung zum Betrieb des Förderers an. Dabei ist ein linearer Zusammenhang zwischen der zu transportieren Masse und der benötigten Antriebsleistung zu erkennen.

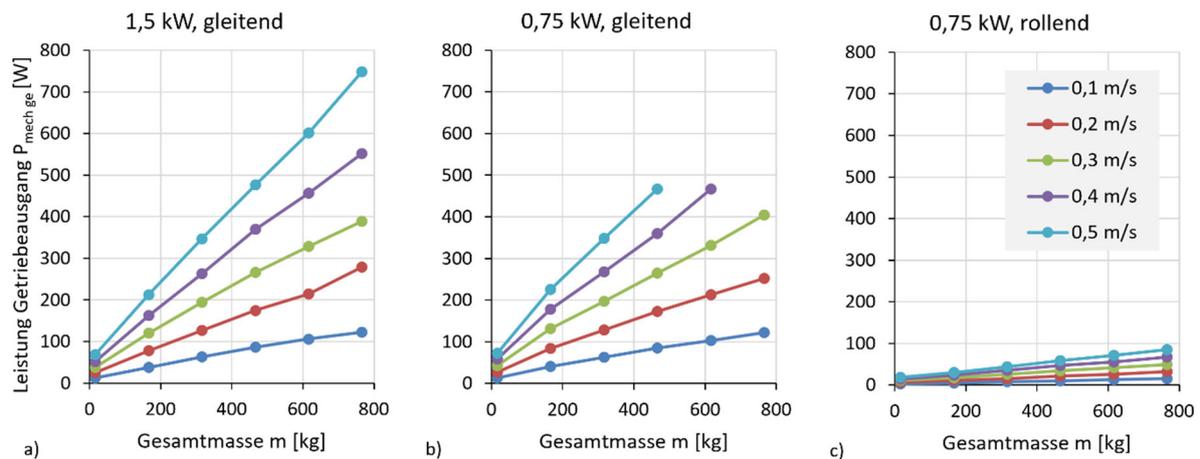


Abbildung 7: $P_{mech,ge}$ in Abhängigkeit von der Antriebsvariante, der Abstützung im Obertrum und den Belastungsparametern

Tabelle 2: Verhältnisse von $P_{mech,ge}$ in Abhängigkeit der Motorengröße (links) und der Abstützungsvariante (rechts)

Geschw. Masse	Motor 0,75 kW / 1,5 kW (gleitende Abstütz.)					gleitende / rollende Abstützung (0,75 kW)				
	0,1 m/s	0,2 m/s	0,3 m/s	0,4 m/s	0,5 m/s	0,1 m/s	0,2 m/s	0,3 m/s	0,4 m/s	0,5 m/s
12,4 kg	1,09	1,09	1,11	1,13	1,06	0,24	0,24	0,25	0,25	0,26
162,4 kg	1,07	1,08	1,09	1,09	1,06	0,12	0,13	0,13	0,14	0,13
312,4 kg	1,01	1,01	1,01	1,02	1,00	0,12	0,12	0,13	0,13	0,13
462,4 kg	0,98	0,99	1,00	0,97	0,98	0,12	0,12	0,13	0,13	0,13
612,4 kg	0,97	0,99	1,01	1,02	*	0,13	0,12	0,13	0,12	*
762,4 kg	1,00	0,90	1,04	*	*	0,13	0,13	0,12	*	*

*) geforderte Bewegungsgeschwindigkeit nicht erreicht

Bei einer gleitenden Abstützung und gleichen Belastungen sind hinsichtlich der Leistung am Getriebeausgang nur geringfügige Unterschiede zwischen den Antriebsvarianten erkennbar (vgl. Abbildung 7a und b). Dies bestätigt der linke Teil von Tabelle 1, in dem das Verhältnis der mechanischen Leistungen bei gleitender Abstützung enthalten ist. Zu erwähnen ist, dass bei einer sehr hohen Zuladung und geforderten Fördergeschwindigkeiten von $v = 0,4$ bzw. $0,5$ m/s der 0,75 kW-Motor nicht mehr in der Lage war, diese zu erreichen.

Vergleicht man die beiden Abstützungsvarianten bei gleicher Antriebsvariante miteinander (siehe Abbildung 7b und c), so wird ein deutlicher Unterschied aufgrund der ungleichen Bewegungswiderstände im Obertrum der Anlage erkennbar. Im beladenen Zustand benötigt die rollende Abstützungsvariante in etwa 12...14 % der Antriebsleistung einer Gleitabstützung. Ohne Zuladung (nur Palette und Zahnriemen, $m = 12,4$ kg) steigt dieser Anteil auf ca. 25 % an. Dies kann durch den Anteil der Nebenwiderstände (z. B. Lagerreibung der Antriebs- und Umlenkscheiben) am Gesamtwiderstandsbeiwert der Anlage erklärt werden, da

diese bei rollender Abstützung im Verhältnis wesentlich größer ausfallen als bei gleitender Abstützung.

4.2 ELEKTRISCHE WIRKLEISTUNG

In Abbildung 8 ist die gemessene Gesamtwirkleistung $P_{el,ge}$, welche auch die als konstant angenommenen Leistungsanteile der Peripherie P_p enthält, in Abhängigkeit von der Antriebsvariante, der Abstützung im Obertrum und den Belastungsparametern dargestellt.

Um die Zusammenhänge zwischen mechanischer und elektrischer Leistung zu betrachten, ist in Abbildung 9 die elektrische Wirkleistung P_{el} , also ohne den Anteil der Peripherie (73 W für 1,5 kW-Motor, 36 W für 0,75 kW-Motor) dargestellt. Diese beinhaltet somit nur die Leistungsanteile für die Motor-Getriebe-Einheit und den Frequenzumrichter. Mit höherer Zuladung und höherer Transportgeschwindigkeit steigt die verbrauchte Wirkleistung zum Betrieb des Förderers an. Dabei ist, in Analogie zur mechanischen Leistung, ein nahezu linearer Zusammenhang zwischen der zu transportieren Masse und der verbrauchten Wirkleistung zu erkennen.

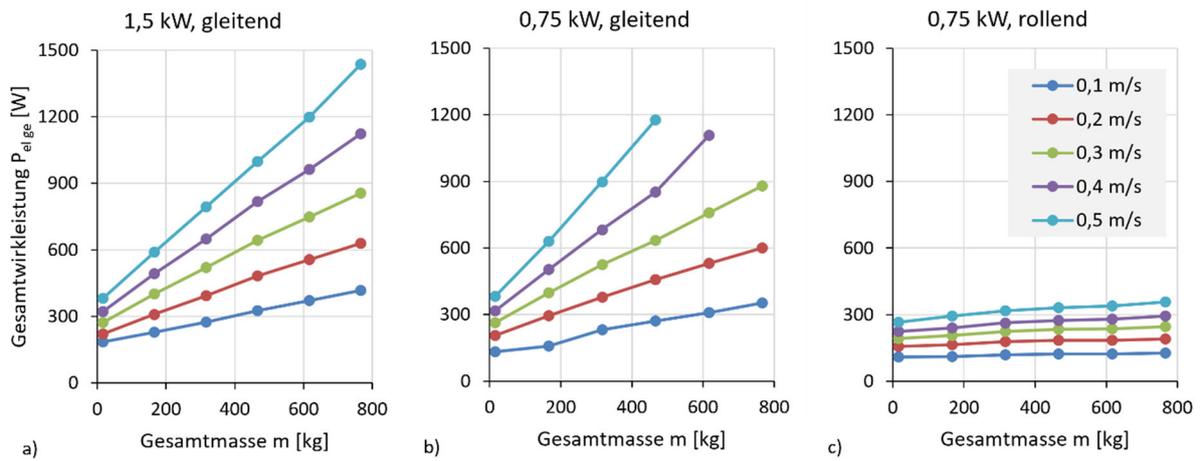


Abbildung 8: $P_{el\,ge}$ in Abhängigkeit von der Antriebsvariante, der Abstützung im Obertrum und den Belastungsparametern

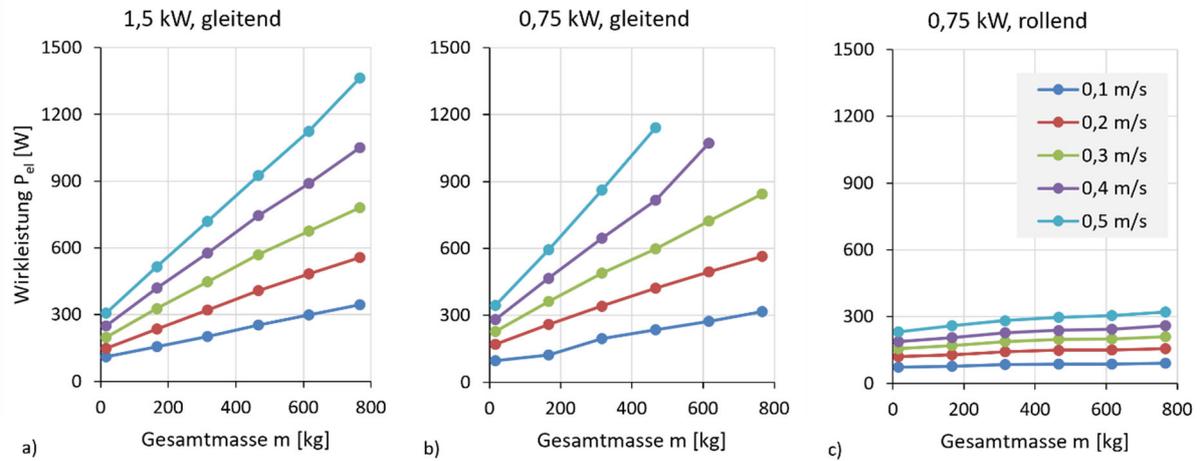


Abbildung 9: P_{el} in Abhängigkeit von der Antriebsvariante, der Abstützung im Obertrum und den Belastungsparametern

Tabelle 3: Verhältnisse von P_{el} in Abhängigkeit der Motorengröße (links) und der Abstützungsvariante (rechts)

Geschw. Masse	Motor 0,75 kW / 1,5 kW (gleitende Abstütz.)					gleitende / rollende Abstützung (0,75 kW)				
	0,1 m/s	0,2 m/s	0,3 m/s	0,4 m/s	0,5 m/s	0,1 m/s	0,2 m/s	0,3 m/s	0,4 m/s	0,5 m/s
12,4 kg	0,86	1,14	1,15	1,13	1,12	0,76	0,71	0,69	0,67	0,67
162,4 kg	0,78	1,10	1,10	1,11	1,15	0,62	0,49	0,47	0,44	0,44
312,4 kg	0,97	1,07	1,09	1,12	1,20	0,43	0,42	0,38	0,35	0,33
462,4 kg	0,93	1,03	1,05	1,10	1,23	0,37	0,35	0,33	0,29	0,26
612,4 kg	0,91	1,02	1,07	1,21	*	0,32	0,30	0,28	0,23	*
762,4 kg	0,92	1,01	1,08	*	*	0,29	0,28	0,25	*	*

*) geforderte Bewegungsgeschwindigkeit nicht erreicht

Im Gegensatz zur mechanischen Leistung fällt auf, dass die beiden Antriebsvarianten im direkten Vergleich größere Unterschiede aufweisen (siehe Tabelle 3 links). Dies deutet auf unterschiedliche Wirkungsgrade der An-

triebsvarianten hin. Des Weiteren zeigt sich, dass die Unterschiede zwischen den Antriebsvarianten mit höherer Zuladung und geringerer Fördergeschwindigkeit abnehmen. Ebenfalls fallen die Vorteile der rollenden Abstützung im Vergleich zur mechanischen Leistung deutlich geringer aus

(siehe Tabelle 3 rechts), wobei wiederum von einer Abhängigkeit vom untersuchten Lastbereich gesprochen werden kann. Die Vorteile der denirug®-Abstützung kommen dabei besonders bei einer höheren Zuladung und höherer Fördergeschwindigkeit zum Tragen. Mit Hilfe der gemessenen Werte kann nun das Berechnungsmodell validiert werden, welches im folgenden Abschnitt beschrieben wird.

5 BERECHNUNGSMODEL UND VALIDIERUNG

Zahnriemengetriebe müssen ausreichend vorgespannt werden, um ein Überspringen des Riemens an der Antriebszahnscheibe zu vermeiden. Die Vorspannung erfolgt in der Regel durch Verschiebung der Umlenkung gegen die Antriebswelle und Fixierung auf einen festen Achsabstand. Die Vorspannkraft F_V wird demnach durch die Dehnung des Riemens sowie ggf. durch Verformung elastischer Getriebeelemente erreicht. Bei der Vorspannung im Stillstand (momentfreier Zustand) ergeben sich für Antriebs- und Umlenkwellen gleiche Kräfte (Abbildung 10 oben):

$$F_{WA} = F_{WU} = 2 \cdot F_V \quad 4$$

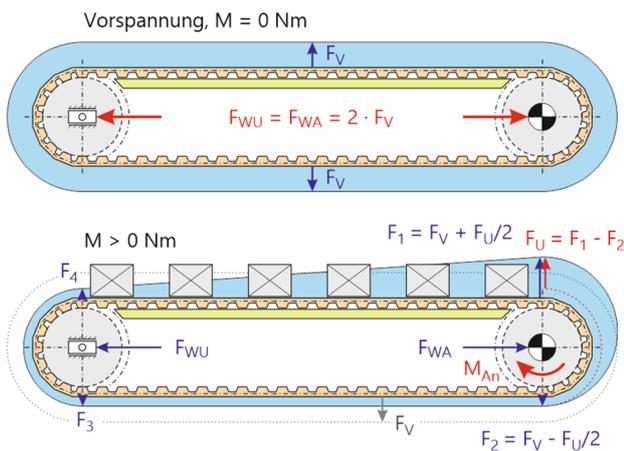


Abbildung 10: Kräfte an einem Zahnriemenförderer für den horizontalen Guttransport, Spannmethode fester Achsabstand; oben: momentfreier Zustand; unten: belastetes System

Beim Transportvorgang baut sich aufgrund von Reibungsverlusten an verschiedenen Stellen des Fördersystems eine Umfangskraft F_U auf, die durch den Antriebsmotor zur Realisierung des Fördervorgangs aufgebracht werden muss. Hauptanteile der Umfangskraft sind die Reibkräfte in der Abstützung des Zahnriemens im Ober- und Untertrum (F_{RO} , F_{RU}) sowie die Lagerreibung der Zahnscheiben an Antrieb und Umlenkung (F_{LA} , F_{LU}). Je nach Förderaufgabe und Systemgestaltung können sich dazu weitere Reibungsanteile addieren. Die Umfangskraft wird über der Umschlingung der Antriebscheibe wieder vollständig abgebaut:

$$F_U = F_1 - F_2 \quad 5$$

In einem mittels Trumdehnung (konstanter Achsabstand) vorgespannten System ergibt sich für die Trumkräfte F_1 (Einlauf in die Antriebscheibe) und F_2 (Auslauf aus der Antriebscheibe)

$$F_1 = F_V + \frac{F_U}{2} \quad 6$$

$$F_2 = F_V - \frac{F_U}{2} \quad 7$$

Durch eine Umfangskraft entsteht somit antriebsseitig lediglich eine Verlagerung der Trumkräfte, sodass für die Wellenkraft F_{WA} näherungsweise

$$F_{WA} = 2 \cdot F_V \quad 8$$

geschrieben werden kann. Aus dem horizontalen Kräftegleichgewicht in Abbildung 11 geht hervor, dass die Wellenkraft F_{WU} an der Umlenkung durch die der Zahnriemenbewegung entgegenwirkenden Reibkräfte im Obertrum (Transportstrecke, F_{RO}) und im Untertrum (F_{RU}) beeinflusst wird. Es gilt:

$$F_{RU} = m_Z \cdot g \cdot \mu_U \quad 9$$

$$F_{WU} = F_{WA} - F_{RO} + F_{RU} \quad 10$$

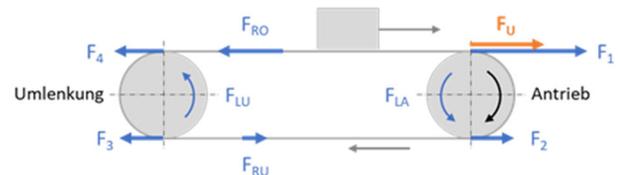


Abbildung 11: Horizontales Kräftegleichgewicht

Mithilfe der Wellenkräfte sowie dem Lagerradius r_L , dem Lagerreibwert μ_L und dem Teilkreisradius r_0 der Zahnscheiben kann die Lagerreibung als Tangentialkraft an den Scheiben F_L als Teil der Umfangskraft berechnet werden:

$$F_L = \frac{r_L}{r_0} \cdot \mu_L \cdot F_W \quad 11$$

$$F_U = F_{RO} + F_{RU} + F_{LA} + F_{LU} \quad 12$$

Mit der nunmehr bekannten Umfangskraft ergeben sich die konkreten Trumkräfte am Antrieb (siehe Gleichung 6 und 7) sowie am Einlauf (F_3) und Auslauf (F_4) der Umlenkscheibe (vgl. Abbildung 10 unten):

$$F_3 = F_2 + F_{RU} \quad 13$$

$$F_4 = F_1 - F_{RO} \quad 14$$

Des Weiteren kann mit Hilfe der nun bekannten Umfangskraft sowie der Fördergeschwindigkeit v die mechanische Leistung $P_{mech\ be}$ wie folgt berechnet werden:

$$P_{mech\ be} = F_U \cdot v \quad 15$$

Da die notwendige mechanische Leistung zum Betrieb des Fördersystems $P_{mech\ ge}$ experimentell am Ausgang des Getriebemotors durch eine Drehmoment- und Drehzahlmessung bestimmt wurde, bietet sich ein Vergleich zwischen den berechneten sowie gemessenen Werten an. Dieser soll im Folgenden beispielhaft für eine gleitende Abstützung bei einer Zuladung von 450 kg und Geschwindigkeiten von 0,1 ... 0,5 m/s gezogen werden. Das Verhältnis von berechneter zu experimentell bestimmter mechanischer Leistung ist in Abbildung 12 dargestellt. Es wird deutlich, dass im Vergleich zur vollständigen Übereinstimmung der beiden Werte (entspricht 100 % bzw. einem Anstieg von 1 im dargestellten Diagramm) geringe Unterschiede vorhanden sind. Diese fallen bei $v = 0,1$ m/s mit + 10 % am größten aus.

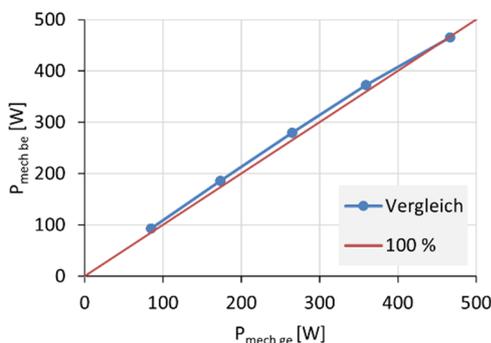


Abbildung 12: Verhältnis von berechneter zu gemessener mechanischer Leistung bei 450 kg Zuladung (Reibwerte $\mu_{Gleit} = 0,2$, $\mu_{Roll} = 0,02$, $\mu_{Lager} = 0,01$)

Durch Kenntnis des Wirkungsgradverlustes der Motor-Getriebe-Einheit η_{MGE} lässt sich die elektrische Leistung P_{el} zum Betrieb der Anlage berechnen:

$$P_{el} = \frac{P_{mech\ be}}{\eta_{MGE}} \quad 16$$

Addiert man zu dieser die Leistungsanteile für die Peripherie P_P hinzu, so ergibt sich die berechnete benötigte Gesamtwirkleistung zum Betrieb des Fördersystem $P_{el\ be}$

$$P_{el\ be} = P_{el} + P_P \quad 17$$

Da die tatsächlich benötigte Wirkleistung $P_{el\ ge}$ mittels eines Leistungsmessgerätes während der Versuche ermittelt wurde, bietet sich hier, in Analogie zur mechanischen Leistung, ebenfalls ein Vergleich an. Dieser wurde unter den gleichen beispielhaften Versuchsparametern geführt wie zuvor. Das Verhältnis von berechneter zu gemessener elektrischer Gesamtwirkleistung ist in Abbildung 13 dargestellt. In Analogie zum Vergleich der mechanischen Leistungen, sind hierbei etwas größere Abweichungen feststellbar. Die maximalen Abweichungen betragen bei $v = 0,3$ m/s + 13 % bzw. bei $v = 0,5$ m/s - 6 %.

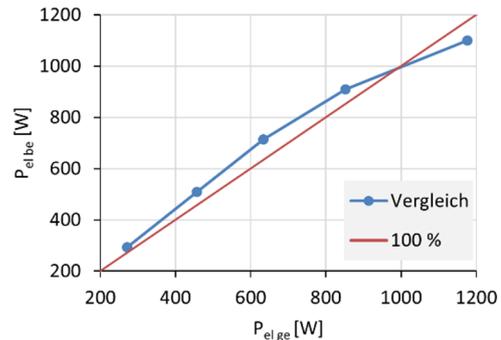


Abbildung 13: Verhältnis von berechneter zu gemessener elektrischer Gesamtwirkleistung bei 450 kg Zuladung

6 BETRACHTUNG DER LEISTUNGSANTEILE

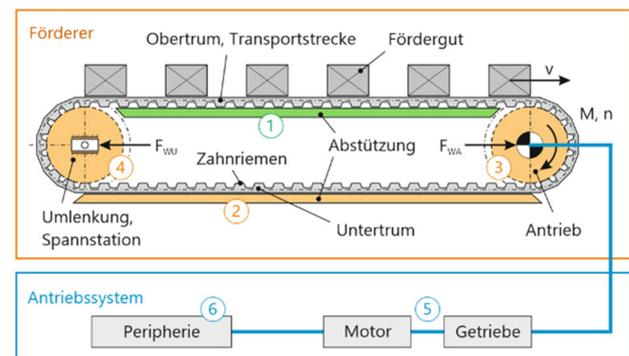


Abbildung 14: Schematische Darstellung des Zahnriemenförderers mit den definierten Leistungsanteilen

Mit Hilfe des aufgestellten Modells können nun die einzelnen Leistungsanteile des Förderers berechnet, sowie unterschiedliche Lastabstützungen und Antriebsvarianten miteinander verglichen werden. Um dies zu vereinfachen, wurden die einzelnen Anteile kategorisiert. Abbildung 14 zeigt schematisch den Aufbau des Zahnriemenförderers mit den jeweilig definierten Anteilen. Anteil 1 beschreibt hierbei die Leistung zur Überwindung der Reibung zwischen dem Zahnriemen und seiner Abstützung im Obertrum, also dem Transportbereich, und Anteil 2 für die Rückführung im Untertrum. Die Anteile 3 und 4 berücksichtigen die Reibungsverluste an der Antriebswelle bzw. der Umlenkung. Anteil 5 beschreibt die Verluste der Motor-Getriebe-

Einheit und Anteil 6 den Grundverbrauch durch die Peripherie der Anlage, beide Anteile können damit dem Antriebssystem zugeordnet werden.

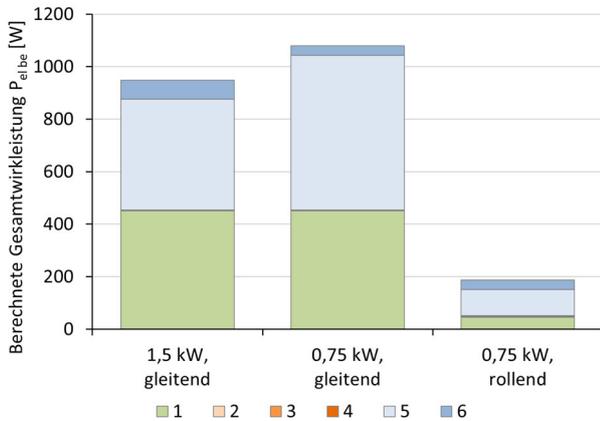


Abbildung 15: Absolute Leistungsanteile der berechneten Gesamtwirkleistung $P_{el,be}$ bei 750 kg Zuladung und $v = 0,3$ m/s

Abbildung 15 zeigt einen Vergleich der Leistungsanteile bei unterschiedlicher Abstützung des Zahnriemens im Obertrum und unterschiedlichen Antriebsvarianten. Alle drei Berechnungen wurden bei einer Zuladung von 750 kg und einer Fördergeschwindigkeit von 0,3 m/s durchgeführt. Deutlich zu erkennen ist, dass der rollend abgestützte Zahnriemen einen wesentlich geringeren berechneten Wirkleistungsverbrauch aufweist als die gleitend abgestützten Varianten. Maßgeblich beeinflusst wird der Gesamtverbrauch von den Leistungsanteilen 1, also der Reibung im Obertrum, und dem Anteil 5, welcher die Verluste der Motor-Getriebe-Einheit beschreibt. Hierbei liegen die Verluste des 0,75 kW-Motors höher als die des 1,5 kW-Motors. Begründet werden kann dies durch die unterschiedlichen Energieeffizienzklassen der Antriebssysteme. Betrachtet man die einzelnen Anteile relativ, so wird deutlich, dass mit sinkendem Gesamtverbrauch der Anlage bei rollender Abstützung die Leistungsanteile für die Peripherie (Anteil 6) sowie die der Reibungsverluste in den Umlenkungen (Anteil 3 und 4) gegenüber den Hauptanteilen 1 und 5 deutlich zunehmen (vgl. Abbildung 16).

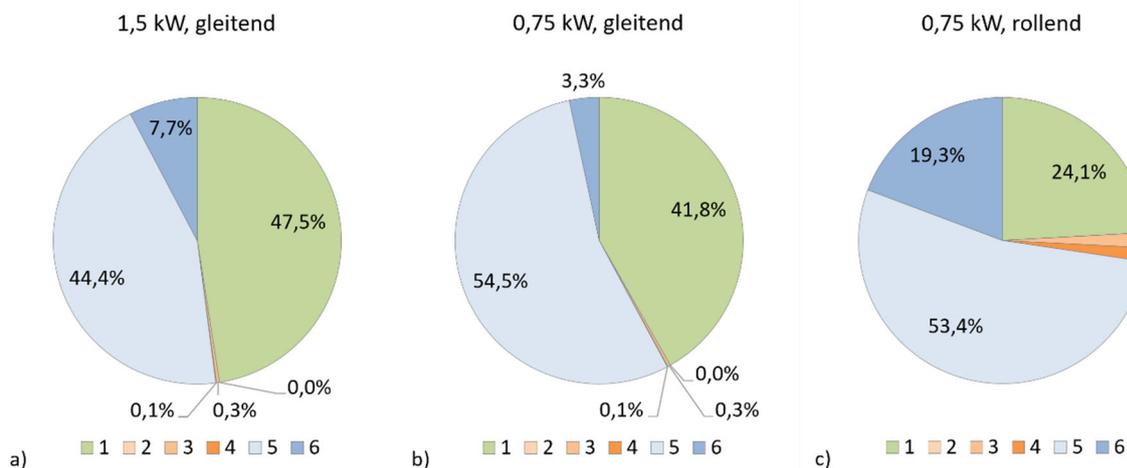


Abbildung 16: Relative Leistungsanteile der berechneten Gesamtwirkleistung $P_{el,be}$ bei 750 kg Zuladung und $v = 0,3$ m/s

Wird der Förderer im Leerlauf oder mit sehr geringer Gutlast betrieben (Abbildung 17 und Abbildung 18), verschieben sich die Leistungsanteile. Der Einfluss von Anteil 1 nimmt aufgrund einer wesentlich geringeren Normalkraft stark ab, da hierdurch eine geringere Reibkraft entsteht. Der Anteil 5 verändert sich im Vergleich dazu nur geringfügig, währenddessen der Anteil 6 aufgrund seiner Konstanz bei einer deutlich geringeren Gesamtwirkleistung zunimmt. Ebenso erhöhen sich die relativen Verluste in den Lagern, gegenüber einer höheren Zuladung. Bemerkenswert ist, dass die Gesamtleistung bei dem gewählten Belastungsfall teilweise zu mehr als 75% vom Antriebssystem, also dem Leistungsbedarf von Getriebe, Motor und Peripherie, bestimmt wird.

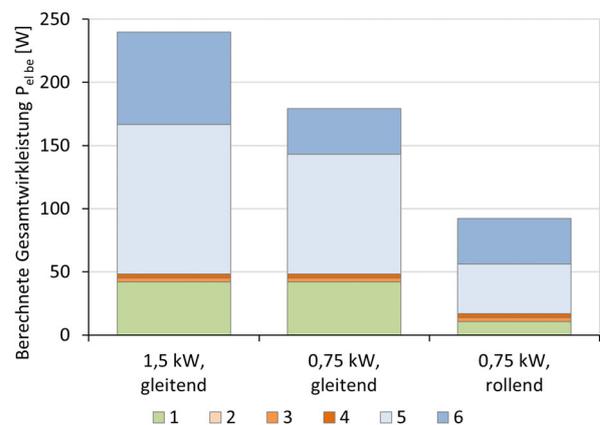


Abbildung 17: Absolute Leistungsanteile der berechneten Gesamtwirkleistung $P_{el,be}$ bei 0 kg Zuladung und $v = 0,3$ m/s

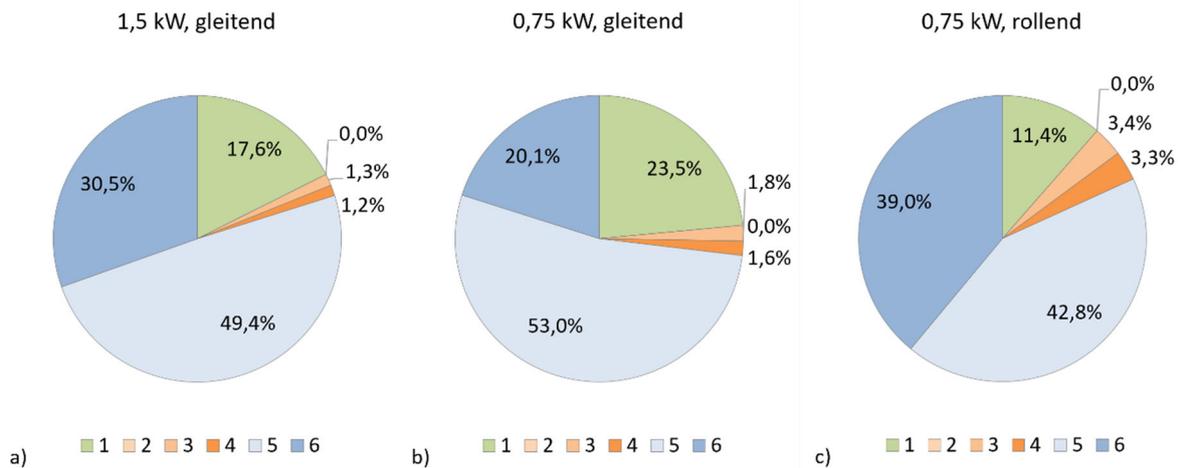


Abbildung 18: Relative Leistungsanteile der berechneten Gesamtwirkleistung $P_{el\,be}$ bei 0 kg Zuladung und $v = 0,3 \text{ m/s}$

Wie die Betrachtung der Leistungsanteile der zuvor gerechneten Beispiele zeigt, sind diese u. a. von der Zuladung, als auch von der Fördergeschwindigkeit, abhängig. Deswegen soll im Folgenden die Veränderung der (Haupt-)Anteile in Abhängigkeit der Belastungsparameter diskutiert werden.

die Berechnung eingeht, die Gesamtwirkleistung jedoch mit höherer Fördergeschwindigkeit zunimmt, verringert sich dieser relativ gesehen bei höheren Geschwindigkeiten. Ebenso verhält sich Anteil 5. Hierbei kann von einem besseren Wirkungsgrad der Motor-Getriebe-Einheit bei höheren Geschwindigkeiten ausgegangen werden.

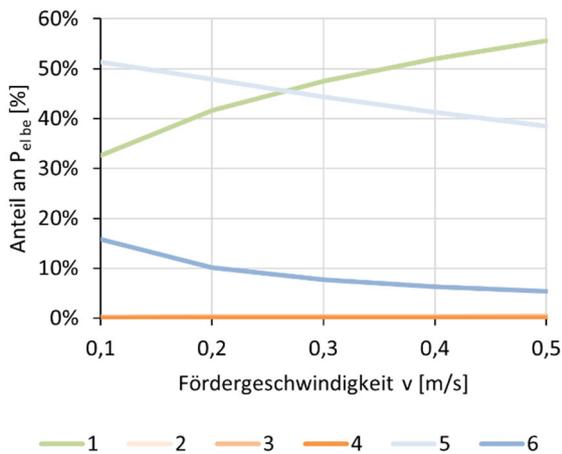


Abbildung 19: Entwicklung der Leistungsanteile bezogen auf $P_{el\,be}$ in Abhängigkeit der Fördergeschwindigkeit bei 750 kg Zuladung, gleitender Abstützung und 1,5 kW-Motor

Abbildung 19 zeigt die Entwicklung der Anteile bezogen auf die berechnete Gesamtwirkleistung in Abhängigkeit der Fördergeschwindigkeit bei einer konstanten Zuladung von 750 kg, einer gleitenden Abstützung des Obertrums und bei Verwendung des 1,5 kW-Motors als Antriebssystem. Deutlich zu erkennen ist, dass die Anteile 2 bis 4 bei hoher Zuladung vernachlässigbar klein sind. Dies lässt sich durch die hohe Reibkraft im Obertrum, bedingt durch die maximale Zuladung, erklären. Dieser Anteil (1) ist abhängig von der Fördergeschwindigkeit und steigt mit deren Zunahme an, da eine höhere mechanische Leistung zum Betrieb des Förderers bei höheren Geschwindigkeiten aufgebracht werden muss (siehe auch Gleichung 1). Da der Anteil der Peripherie (6) als konstant in

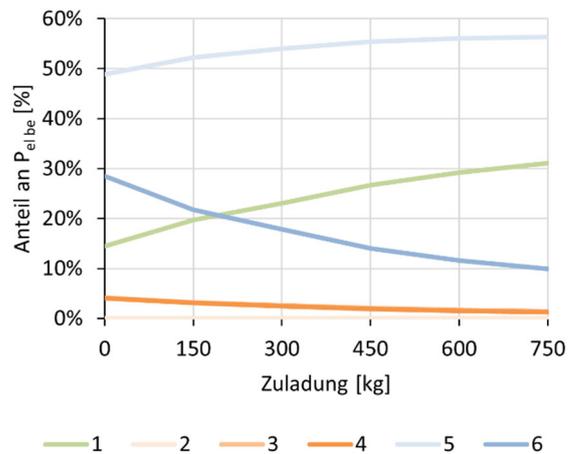


Abbildung 20: Entwicklung der Leistungsanteile bezogen auf $P_{el\,be}$ in Abhängigkeit der Zuladung bei $v = 0,5 \text{ m/s}$, rollender Abstützung und 0,75 kW-Motor

Abbildung 20 zeigt die Entwicklung der Anteile bezogen auf die berechnete Gesamtwirkleistung in Abhängigkeit der Zuladung bei einer konstanten Fördergeschwindigkeit von 0,5 m/s, einer rollenden Abstützung und bei Verwendung des 0,75 kW-Motors. Bedingt durch die rollende Abstützung im Obertrum ist die berechnete Gesamtwirkleistung sehr gering. Deswegen weisen die Anteile 3 und 4 bei geringer Zuladung ca. 3 - 4 % des Gesamtenergiebedarfs des Förderers auf. Diese sinken erwartungsgemäß mit höherer Zuladung, da der Anteil der Abstützung im Obertrum mit steigender Zuladung zunimmt. Der Anteil der Peripherie verhält sich analog zum zuvor betrachteten Szenario. Im Gegensatz dazu steigt Anteil 5 jedoch sehr geringfügig mit größerer werdender Zuladung (von 48,9 %

bei 0 kg Zuladung auf 56,3 % bei einer Zuladung von 750 kg). Da durch den geringen Bewegungswiderstand der Abstützung im Obertrum die Motor-Getriebe-Einheit auch bei maximaler Zuladung nicht mit ihrem Nennmoment betrieben wird, ist hierbei von einem sehr schlechten Wirkungsgrad auszugehen. Dies wird auch durch die Tatsache veranschaulicht, dass Anteil 5 gegenüber Anteil 1 deutlich dominiert.

ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Durch die beschriebene rollende Abstützung lässt sich der Gesamtenergiebedarf von Zahnriemenförderern wesentlich senken, da der Leistungsanteil 1 als wesentliche Ursache für den Gesamtenergieverbrauch von Zahnriemenförderern bestätigt werden konnte. Dies gilt allerdings nur, wenn das System in Nähe der Nennleistung des Getriebemotors betrieben wird. Der Energieverbrauchsanteil der Motor-Getriebe-Einheit wird durch dessen Wirkungsgrad bestimmt, der stark vom geforderten Drehmoment abhängig ist, sodass für einen effizienten Betrieb die exakte Auslegung des Antriebs erforderlich ist. Bei falscher Dimensionierung können mehr als drei Viertel der benötigten elektrischen Leistung durch Verluste des Antriebssystems, d. h. Getriebe, Motor und Peripherie, verursacht werden. Wird deshalb eine Gleitabstützung lediglich durch die rollende Abstützung ersetzt oder kann das Gewicht des Fördergutes aufgrund der Förderaufgabe nicht konstant gehalten werden, so muss auch weiterhin mit großen Verlusten gerechnet werden. Sinnvoll wäre hierbei nur noch die Verwendung eines Antriebssystems mit einer höheren Energieeffizienzklasse.

In weiterführenden Arbeiten soll die Entwicklung der Leistungsanteile über die Betriebsdauer des Zahnriemenförderers untersucht werden. Durch den in Abbildung 1 und Abbildung 2 dargestellten typischen Reibwertverlauf bei gleitender Abstützung ist hierbei eine Verschiebung der Anteile zu erwarten. Zwar konnte auf Prüfständen und unter Laborbedingungen bisher kein Anstieg des Reibwertes über der Versuchsdauer bei rollender Abstützung beobachtet werden, ob dies aber auch für den Einsatz in dem praxisnahen Versuchsförderer gilt, und wie sich dabei die Leistungsanteile verschieben, soll ebenfalls durch Langzeitversuche untersucht werden. Ebenso ist die Verwendung anderer Antriebssysteme denkbar. Gerade die Analyse der Verluste bei rollender Abstützung hat aufgezeigt, dass bei konstanter Zuladung eine Erhöhung des Einsparpotentials gegenüber einer Gleitabstützung möglich ist.

Des Weiteren stellt das in diesem Beitrag vorgestellte Berechnungsmodell einen Zwischenstand dar. Bisher müssen die zur Berechnung benötigten Werte händisch in das Modell eingegeben werden. Eine Datenbank, welche automatisch in Abhängigkeit der Abstützung, der Motor-Getriebe-Einheit und der Belastungsparameter die entsprechenden Werte übernimmt, wäre hier sinnvoll. Außerdem

wurden die bekanntermaßen last- und geschwindigkeitsabhängigen Bewegungswiderstände insbesondere der Gleitreibung und der Wälzlager sowie sonstige Verlustanteile, wie zum Beispiel der Wirkungsgrad zwischen Zahnriemen und Scheibe, noch nicht mit in das Modell einbezogen. Eine Erweiterung des Berechnungsmodells erscheint im Sinne einer besseren Übereinstimmung von Berechnung und Messung als durchaus sinnvoll.

LITERATUR

- [1] Kaden, Hendrik: Beitrag zum Reibungs- und Verschleißverhalten von Zahnriemenförderern. Technische Universität Chemnitz, Dissertation, 2008
- [2] Kaden, Hendrik; Sumpf, Jens; Nendel, Klaus: Textile Beschichtungen für Transportzahnriemen. Tagungsband zur 13. Chemnitzer Textiltechnik Tagung, Chemnitz 14./15.03.2012, S. 87-94, ISBN 978-3-9812554-7-8
- [3] N.N.: Merkblatt 9: Lastfaktor. www.topmotors.ch, Zürich, 10.2014, https://www.topmotors.ch/sites/default/files/2018-08/D_MB_09_Teillastfaktor.pdf, Zugriff am 25.09.2022
- [4] Steinhilper W., Sauer B.: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2: Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben. 7. Aufl. Berlin: Springer, 2012
- [5] Finke J., Sumpf J., Mäder C.C. (2018). Rollende Abstützung von Transportzahnriemen in der Anwendung. Logistics Journal: Proceedings, Vol. 2018. (urn:nbn:de:0009-14-47679)
- [6] Sumpf, Jens; Finke, Jan; Golder, Markus: Energieeffiziente Abstützung von Ketten und Zahnriemen in der Fördertechnik. VDI-Fachkonferenz Umschlingungsgetriebe, Vol. 10, Stuttgart, Dezember 2019, URN urn:nbn:de:bsz:ch1-qucosa2-365536.
- [7] Finke, Jan; Vollbarth, Jürgen; Mäder, C.C.: Neue Generation von automatischen Lagersystemen. Unveröffentlichte Anlage zum Verwendungsnachweis Teil Sachbericht der FuE-Kooperationsprojekte. Chemnitz und Porta Westfalica. Juni 2019.
- [8] SEW-Eurodrive GmbH & Co. KG: Getriebemotoren DRN. (IE3). Ausgabe 09/2018.
- [9] SEW-Eurodrive GmbH & Co. KG: DRE-Getriebemotoren (IE2). Ausgabe 11/2013.
- [10] Siemens AG: Niederspannungsumrichter SINAMICS G120C Ausgabe 04/2014.

M.Eng. Jan Finke, Wissenschaftlicher Mitarbeiter Forschungsgruppe “Kunststoffkomponenten und Tribologie“, Professur Förder- und Materialflusstechnik, Technische Universität Chemnitz.

Dr.-Ing. Jens Sumpf, Gruppenleiter “Kunststoffkomponenten und Tribologie“, Professur Förder- und Materialflusstechnik, Technische Universität Chemnitz.

Technische Universität Chemnitz

Institut für Fördertechnik und Kunststoffe
Professur Förder- und Materialflusstechnik
Reichenhainer Straße 70, 09126 Chemnitz, Deutschland

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages